

Гушишамова В.Н., Морданов С.В., Хомяков А.П., Мухновский В.А.

МОДЕЛИРОВАНИЕ СКОРОСТЕЙ В ТЕПЛООБМЕННИКЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕРМОСИФОННОГО РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

Аннотация. В данной статье представлены результаты исследований влияния распределительного устройства на распределение скоростей в трубном пространстве теплообменного оборудования. Показана эффективность применения термосифонного распределителя.

Ключевые слова: кожухотрубчатый теплообменник, распределительное устройство, скорость потока, теплообмен, коэффициент теплопередачи

Abstract. This paper presents the results of studies of the influence of the switchgear on the velocity distribution in the tube space of heat exchange equipment. The efficiency of the thermosiphon distributor application is shown.

Keywords: shell-and-tube heat exchanger, switchgear, flow rate, heat transfer, heat transfer coefficient

Введение

Кожухотрубчатые теплообменные аппараты широко применяются в химической, пищевой и атомной промышленности. Они могут использоваться в качестве подогревателей, холодильников, конденсаторов и испарителей. Значительная распространенность и достоинства кожухотрубчатых теплообменных аппаратов вызывают интерес у исследователей. Большинство работ посвящено изучению проблем повышения эффективности теплопередачи [1], исследованиям влияния технологических параметров на гидродинамику в трубном и межтрубном пространствах теплообменника [2, 3], исследованиям влияния расхода и неравномерности распределения потока на теплопередающую способность данных аппаратов [4-6].

В нашей работе приведены результаты исследования влияния термосифонного распределительного устройства на гидродинамику в трубном пространстве. Преимущество данного распределительного устройства в том, что рабочая среда равномерно распределяется по теплообменным трубкам. Для моделирования гидродинамики в распределительной камере и трубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника использовался программный комплекс ANSYS Fluent.

Моделирование и конструирование

В исследовании рассмотрены кожухотрубчатые теплообменные аппараты

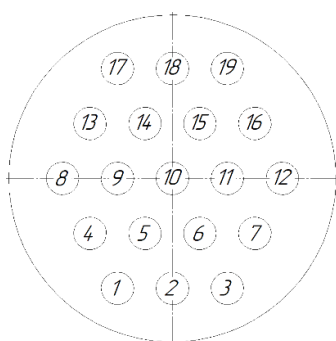
с неподвижными трубными решетками: с термосифонным распределительным устройством и без него. Расположение и порядковые номера теплообменных трубок в обоих аппаратах были одинаковыми (рисунок 1а). Теплообменные трубки располагаются в трубной решетке по правильным шестиугольникам.

3D Модель термосифонного распределительного устройства представлена на рисунке 1б. Данное устройство установлено в распределительной камере кожухотрубчатого теплообменника. Движение потока теплоносителя показано линиями. Часть потока проходит через кольцо опорное и при помощи кольца отбойного распределяется по периферийным трубам. Остальная часть потока разворачиваясь у днища распределительной камеры, направляется для равномерного распределения по всей центральной части трубного пучка.

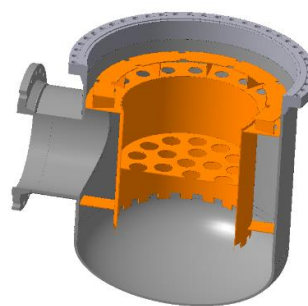
Геометрические параметры исследуемых кожухотрубчатых теплообменников представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Геометрические параметры кожухотрубчатого теплообменника

Геометрические параметры	Диаметр входного патрубка	Внутренний диаметр распределительной камеры	Диаметр теплообменных трубок	Кол-во трубок	Шаг трубок
Значения	100 мм	250 мм	25х2,5 мм	19 шт	43 мм



(а)



(б)

Рисунок 1 – (а) Расположение и порядковые номера теплообменных трубок; (б) расположение термосифонного распределителя в распределительной камере

Исследования проведены в условиях режимов работы аппаратов при скоростях теплоносителя во входном патрубке 0,25 м/с; 0,50 м/с; 0,75 м/с; 1,00 м/с; 1,25 м/с. В качестве модельного теплоносителя в распределительной камере была принята вода с плотностью 1000 кг/м³ и вязкостью 0,001 Па·с.

Для моделирования гидродинамики использовался программный комплекс ANSYS Fluent. В исследовании использовалась гексаэдральная неструктурированная сетка, состоящая из 0,5·10⁶ элементов.

Для моделирования гидродинамики в трубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника была использована математическая модель на основе уравнений Навье-Стокса и стандартной k-ε модели турбулентности Лаундера-Сполдинга.

Для стационарных изотермических условий уравнения Навье-Стокса принимает форму [7]:

– уравнение неразрывности (сохранение массы):

$$\text{div}(\rho \vec{u}) = 0, \quad (1)$$

– уравнение сохранения количества движения (сохранение импульса):

$$(\rho u_j) \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = \frac{dp}{dx_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right] + \rho g_i, \quad (2)$$

где ρ – плотность, кг/м³; u – скорость, м/с; i, j – индексы продольного и поперечного направления течения; x – координата, м; p – давление, Па; μ – вязкость, Па·с; δ_{ij} – метрический тензор; g – ускорение силы тяжести, м/с².

Стандартная k-ε модель турбулентности Лаундера и Сполдинга [8, 9] для установившихся изотермических условий принимает форму:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon, \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (4)$$

$$G_k = \mu_t S^2, \quad (5)$$

$$S = (2 S_{ij} S_{ij})^{0,5}, \quad (6)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right), \quad (7)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (8)$$

где k – удельная турбулентная кинетическая энергия, Дж/кг; μ_t – турбулентная вязкость, Па·с; G_k – турбулентная кинетическая энергия, генерируемая за счет среднего градиента потока, Дж/(м³·с); ε – удельная диссипация турбулентной кинетической энергии, Дж/(кг·с); S – модуль тензора вязких напряжений, 1/с; S_{ij} – вязкое напряжение тензор, 1/с.

Значения констант модели были приняты по данным Маршалл и Баккера [10]:

$$C_{1\varepsilon} = 1,44, C_{2\varepsilon} = 1,92, \sigma_k = 1,0, \sigma_\varepsilon = 1,3, C_\mu = 0,09.$$

Исследование гидродинамики проводилось для случая с использованием термосифонного распределителя, и без использования распределительного устройства в распределительной камере кожухотрубчатого теплообменника.

Результаты и обсуждения

Для рассмотренных режимов работы аппаратов получены распределения скоростей теплоносителя в распределительной камере и теплообменных трубках при всех рассмотренных скоростях во входном патрубке. В качестве примера, на рисунке 2 представлены распределения скоростей теплоносителя в распределительной камере кожухотрубчатого теплообменника при скорости теплоносителя во входном патрубке 1,0 м/с. Распределение скоростей теплоносителя в теплообменных трубках при скорости теплоносителя во входящем патрубке 1,0 м/с показано на рисунке 3.

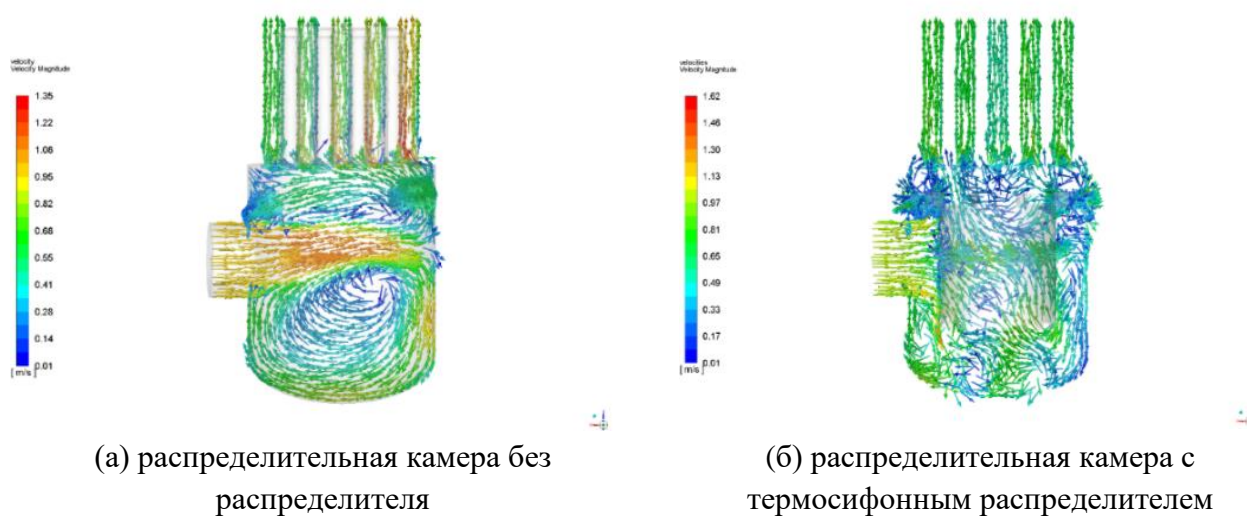


Рисунок 2 – Распределение линий скорости входящего потока в распределительную камеру

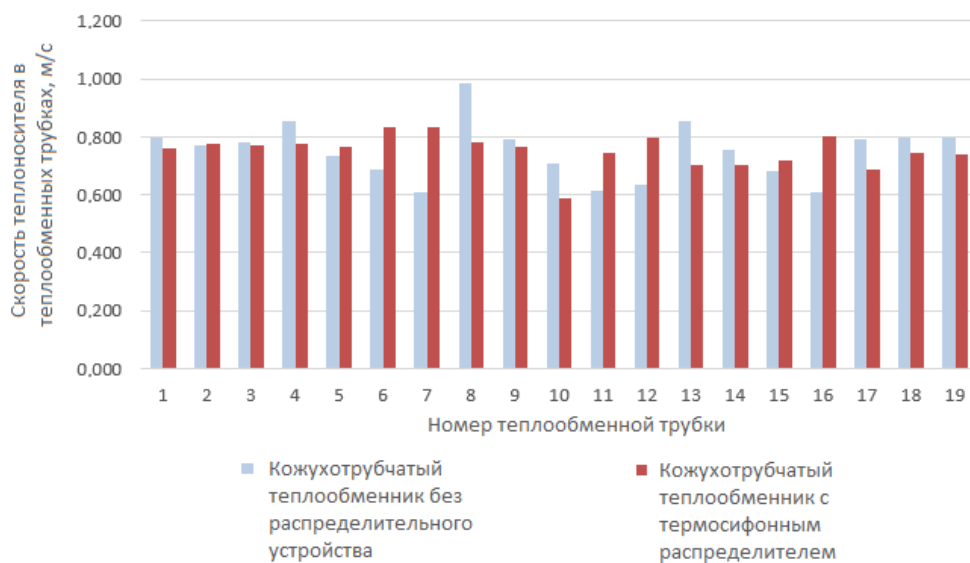
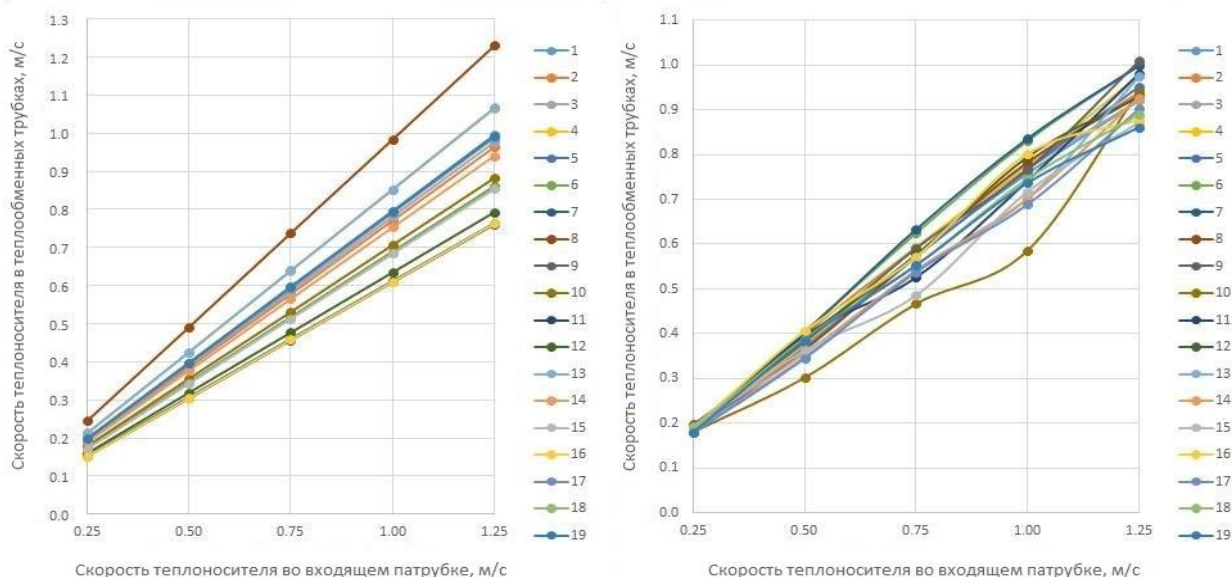


Рисунок 3 – Распределение скорости теплоносителя в теплообменных трубках при скорости теплоносителя во входящем патрубке 1,0 м/с

Установлено, что при отсутствии распределительного устройства, неравномерность распределения скоростей потоков в теплообменных трубках значительно возрастает при изменении скорости во входном патрубке от 0,75 м/с до 1,25 м/с. На рисунке 4 представлены зависимости скорости теплоносителя в теплообменных трубках от скорости теплоносителя во входном патрубке.



(а) без использования распределительного устройства

(б) с использованием термосифонного распределителя

Рисунок 4 – Зависимости скорости теплоносителя в теплообменных трубках от скорости входящего потока

Установка термосифонного распределителя для всех рассмотренных режимов работы обеспечивает более равномерное распределение потоков теплоносителя в теплообменных трубках.

Анализ распределений гидравлических сопротивлений в теплообменных трубках показал, что гидравлическое сопротивление в трубном пространстве аппарата с использованием термосифонного распределителя возрастает на 58% в сравнении со случаем без использования распределительного устройства. При этом, несмотря на повышенное гидравлическое сопротивление, расход теплоносителя и потери напора во всех теплообменных трубках распределены более равномерно, что положительно влияет на работу теплообменного аппарата.

Для рассмотренных режимов работы была произведена оценка коэффициента теплопередачи для каждой трубки трубного пучка. Процентные соотношения разности коэффициентов теплопередачи для рассмотренных режимов работы аппарата без использования распределительного устройства

находятся в диапазоне от 39,3% до 39,7%, тогда как с термосифонным распределителем данные соотношения находятся в диапазоне от 7,7 до 12,6 %.

Заключение

Выполнено исследование скоростей потоков теплоносителя в распределительной камере и трубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника с использованием термосифонного распределителя и без использования распределительного устройства. Получены зависимости скорости теплоносителя для каждой теплообменной трубки от скорости входящего потока теплоносителя, результаты распределения гидравлических сопротивлений потока теплоносителя и распределение коэффициентов теплопередачи для каждой теплообменной трубки. При использовании термосифонного распределителя гидравлическое сопротивление распределительной камеры возрастает на 58%, однако неравномерность распределения расхода и потерь напора теплоносителя между теплообменными трубками снижается с 40-50% до 12-16%. Результаты исследования показывают, что применение распределительного устройства позволяет снизить неравномерность распределения скорости потока в трубном пространстве, а также повысить средний коэффициент теплопередачи.

Библиографический список

1. Ammar A. A. Performance analysis of shell and tube heat exchanger: Parametric study / A. A. Ammar, Q. K. Mohammed, Z. N. Samah // Case Studies in Thermal Engineering. – 2018. – Vol. 12. – P. 563–568.
2. Gong L. Distribution of brine temperature in a large-scale horizontal-tube falling film evaporator / L. Gong, S. Zhou, Y. Guo // Applied Thermal Engineering. – 2020. – Vol. 164. – P. 1–7.
3. Wang X. Numerical Simulation Research of Horizontal Single-Tube Falling Film Evaporation / X. Wang, T. Huai, Y. Li // Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 205. – P. 1500–1506.
4. Yang L. Effect of the Dryout in Tube Bundles on the Heat Transfer Performance of Falling Film Evaporators / L. Yang, X. Song, Y. Xie // Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 205. – P. 2176–2183.
5. You Y. Analysis of influence of IEC heat exchanger based on CFD method / Y. You, H. Jiang, J. Lv // Energy Procedia. – 2019. – Vol. 158. – P. 5759–5764.
6. Chen J. H. Two-stream counter-flow heat exchanger equation with time-varying velocities / J. H. Chen // Journal of Mathematical Analysis and Applications. – 2014. – Vol. 410. – P. 492–498.
7. Landau L. D. Fluid Mechanics. Vol. 6. Of Course of Theoretical Physics / Ed. L. D. Landau, E. M. Lifshitz. – Oxford : Pergamon Press, 1986. – 539 p.

8. The Numerical Computation of Turbulent Flows / B. E. Launder, D. B. Spalding // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 1974. – Is. 3. – P. 269–289.
9. Wilox D. C. Turbulence 2006 Modeling for CFD / D. C. Wilox. – San Diego : DCW Industries, 2006. – P. 87–89.
10. Marshall E. M Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice. Chapter 5. Computational Fluid Mixing / E. M. Marshall, A. Bakker. – Hoboken : John Wiley & Sons, 2004. – P. 261–265.